

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra části a mechanismů strojů

**Dvoučelist'ová brzda pojezdu jeřábu ovládaná elektrohydraulicky**

**Electrohydraulic Double-shoe Brake of a Crane Travel**

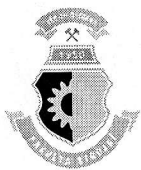
Student:

Petr Nováček

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milan Výtisk

Ostrava 2009



# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

**Dvoučelist'ová brzda pojezdu jeřábu ovládaná elektrohydraulicky**

*Electrohydraulic Double-shoe Brake of a Crane Travel*

**Student:** Petr Nováček  
**Studijní obor:** 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
**Specializace:** 2302R010-40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
**Pracoviště:** Katedra částí a mechanismů strojů – 347

## **Zásady pro zpracování:**

1. Navrhněte a konstrukčně zpracujte dvoučelist'ovou brzdu pojezdu jeřábu ovládanou elektrohydraulickým odbrzd'ovačem ELHY.

Výkon motoru  $P = 15$  [kW]

Otáčky motoru  $n = 750$  [1/min]

Pojezdová rychlost  $v = 90$  [m/min]

Počet brzdění za hod. 80-100

Účinnost  $\eta = 80$  [%].

2. Zpráva bude obsahovat:

- určení velikosti brzdového kotouče
- návrh pákového mechanismu
- výpočet potřebné síly a určení typu odbrzd'ovače
- výpočet otočných čepů a stavěcího šroubu
- kontrola brzdy na oteplení
- kontrola životnosti obložení.

**Pokyny pro zpracování:**

**Rozsah práce:** cca 30 stran textu mimo přílohy.

Rozsah výkresové dokumentace: - sestava brzdy  
- výrobní výkres čelisti.

**Seznam doporučené literatury:**


REMTA – KUPKA: *Jeřáby I. díl*. SNTL Praha, 1956.

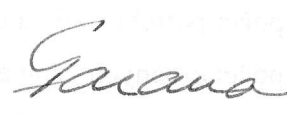
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008,  
ISBN 978-80-248-1782-8

LEINVEBER – VÁVRA: *Strojnické tabulky*.

<b>Vedoucí bakalářské práce:</b>	Ing. Milan Výtisk
<b>Datum zadání bakalářské práce:</b>	21. listopadu 2008
<b>Akademický rok:</b>	2008/2009



  
.....  
**prof. Dr. Ing. Miloš Němček**  
vedoucí katedry

  
.....  
**prof. Ing. Radim Farana, CSc.**  
děkan

V Ostravě dne 21. listopadu 2008

### **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 22. 5. 2009

Nováček Petr

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 22.5.2009

Nováček Petr  
podpis studenta

### **Anotace bakalářské práce**

Nováček Petr. Dvoučelist'ová brzda pojezdu jeřábu ovládaná elektrohydraulicky. Ostrava: katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 31 stran, Bakalářská práce, vedoucí Ing. Milan Výtisk.

Bakalářská práce se zabývá návrhem dvoučelist'ové brzdy pro pojezd jeřábu. V první části je proveden průzkum trhu a popis funkce navrženého řešení brzdy. Jsou zde také popsány jednotlivé druhy brzd.

Ve druhé části probíhá samotný návrh, výpočet a kontrola dvoučelist'ové brzdy pro pojezd jeřábu. Brzda je navrhována tak, aby byla dodržena její funkčnost a zároveň konstrukce nebyla příliš složitá.

### **Annotation Bachelor thesis**

Nováček Petr. Electrohydraulic Double-shoe Brake of Crane Travel. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering VŠB Technical university of Ostrava, 2009, 31 pages. Bachelor thesis, head Ing. Milan Výtisk.

This Bachelor thesis deals with the design of a Double-shoe Brake of Crane Travel. In the first part market research including other kinds of breaks is carried out and the function of the proposed solution of the break described.

In the second part the proper design, calculation and testing are researched. The brake is designed so as the function and the construction wouldn't be too complicated.

## Seznam použitého označení

$b$ – šířka brzdového kotouče	[mm]
$b_0$ – šířka obložení	[mm]
$b_1$ – vzdálenost čepu čelisti od brzdového kotouče	[mm]
$n$ – otáčky motoru	[1/min]
$v_1$ – vůle mezi čelisti a brzdovým kotoučem	[mm]
$v$ – jezdová rychlost	[m/min]
$v_I$ – střední rychlost plochy věnce	[m/s]
$v_{II}$ – střední rychlost plochy náboje	[m/s]
$l$ – výška bočnice	[mm]
$l_0$ – délka obložení	[mm]
$a$ – výška středu brzdového kotouče	[mm]
$e$ – šířka převodového trojúhelníku	[mm]
$d$ – výška převodového trojúhelníku	[mm]
$t$ – vzdálenost čepu bočnice od vrchního čepu odbrzdovače	[mm]
$s$ – vzdálenost čepu bočnice od spodního uložení odbrzdovače	[mm]
$s_0$ – tloušťka obložení	[mm]
$h_1$ – výška zdvihu odbrzdovače od podstavy brzdy	[mm]
$h$ – výška zdvihu odbrzdovače od jeho uložení	[mm]
$f$ – součinitel tření mezi čelisti a brzdovým kotoučem	[-]
$t_1$ – maximální teplota pro Ferodo	[°C]
$t_2$ – teplota okolí	[°C]
$b_v$ – šířka věnce brzdového kotouče	[mm]
$f_1$ – plocha věnce	[mm]
$f_2$ – plocha náboje	[mm]
$t_b$ – doba brzdění	[s]
$z$ – počet brzdění za hodinu	[-]
$q$ – měrné opotřebení pro Ferodo	[cm <sup>3</sup> /kh]
$z_1$ – maximální počet zabrzdění	[-]
$d_\zeta$ – průměr čepu	[mm]
$s_2$ – šířka bočnice	[mm]
$p$ – tlak	[MPa]
$p_{Dov}$ – dovořený tlak	[MPa]
$g$ – šířka úchytu šroubu	[mm]

$d_3$ – průměr jádra šroubu	[mm]
$k_s$ – bezpečnost šroubu	[-]
$d_2$ – střední průměr závitu	[mm]
$z_2$ – Minimální počet závitů matice	[-]
$h_2$ – výška matice	[mm]
$D$ – průměr brzdového kotouče	[mm]
$P$ – výkon motoru	[kW]
$F$ – brzdná síla odbrzdovače	[N]
$M_u$ – brzdňý moment odbrzdovače	[N.m]
$W_1$ – množství tepla odvedeného za hodinu vyzařováním	[W]
$C_1$ – součinitel vyzařování pro leskle obrobenou ocel	[-]
$C_2$ – součinitel vyzařování pro matně oxidovanou ocel	[-]
$S_1$ – leskle obrobená, čelistmi nezakrytá vnější plocha brzdového kotouče	[m <sup>2</sup> ]
$S_2$ – postranní plochy brzdového kotouče, bez vnitřní plochy věnce	[m <sup>2</sup> ]
$W_2$ – množství tepla odvedeného přestupem do vzduchu za klidu	[W]
$S_3$ – celková plocha brzdového kotouče bez části zakrytých čelistmi	[m <sup>2</sup> ]
$D_v$ – průměr věnce	[mm]
$W_3$ – množství tepla odvedeného přestupem do vzduchu při pohybu	[W]
$S_4$ – vnější i vnitřní plochy brzdového věnce	[m <sup>2</sup> ]
$D_K$ – průměr náboje	[mm]
$W$ – celkové odvedené teplo	[W]
$A_b$ – práce brzdy	[kg .m]
$M_{u1}$ – ubrzděný moment brzdy	[N.mm]
$N$ – síla od čelisti	[N]
$W_c$ – množství vyvozeného tepla	[W]
$Q$ – opotřebení třecích ploch	[cm <sup>3</sup> ]
$A_s$ – práce brzdy v jednotkách	[k.hod]
$P$ – síla na obvodu brzdového kotouče	[N]
$K$ – síla ve šroubu	[N]
$R$ – síla v čepu podstavy	[N]
$R_e$ – mez kluzu	[MPa]
$H_1$ – výška závitu	[mm]



$\eta$ - účinnost	[-]
$\lambda$ - celkový převod	[-]
$\varpi$ - uhlová rychlost	[rad/s]
$\alpha_1$ – součinitel přestupu tepla při volném proudění vzduchu	[kcal/m <sup>2</sup> .°C.h]
$\varepsilon$ - poměrná pracovní doba zdvihu	[%]
$\tau_s$ – napětí ve stříhu	[MPa]
$\tau_{Dov}$ – dovolené napětí ve stříhu	[MPa]
$\sigma_t$ – napětí v tahu	[MPa]
$\sigma_{tDov}$ – dovolené napětí v tahu	[MPa]

## Obsah bakalářské práce

Seznam použitého označení .....	6
1. Úvod.....	10
2. Rozdělení používaných brzd a jejich popis.....	11
2.1 Rozdělení brzd.....	11
2.1.1 Jednočelist'ové brzdy.....	11
2.1.2 Dvoučelist'ové brzdy.....	11
2.1.3 Kotoučové brzdy.....	12
2.2 Popis funkce dvoučelist'ové brzdy.....	12
3. Určení velikosti brzdového kotouče.....	13
4. Návrh pákového mechanismu.....	14
4.1 Výpočet celkového převodu od elektrohydraulického odbrzd'ovače.....	15
4.2 Výpočet vůle mezi čelistmi a brzdovým kotoučem.....	15
5. Výpočet potřebné síly a určení typu odbrzd'ovače.....	16
6. Kontrola brzdy na oteplení.....	17
6.1 Výpočet vyvozeného tepla.....	17
6.2 Výpočet odvedeného tepla.....	18
6.2.1 Výpočet množství tepla odvedeného za hodinu vyzařováním.....	18
6.2.2 Výpočet množství tepla odvedeného přestupem do vzduchu za klidu.....	19
6.2.3 Výpočet množství tepla odvedeného přestupem do vzduchu při pohybu...	20
6.2.4 Výpočet celkového odvedeného tepla.....	21
6.3 Porovnání.....	21
7. Kontrola životnosti obložení.....	22
7.1 Výpočet opotřebení třecích ploch.....	22
7.2 Výpočet maximálního počtu zabrzdění.....	22
7.3 Výpočet životnosti při 80 zabrzděních za hodinu.....	22
8. Výpočet otočných čepů a stavěcího šroubu.....	23
8.1 Určení zatěžujících sil.....	23
8.2 Výpočet čepů.....	25
8.2.1 Výpočet otočného čepu čelisti.....	25
8.2.2 Výpočet čepu spojující bočnici s táhlem 1 a táhlem 2.....	26
8.2.3 Výpočet čepu spojující bočnice s podstavou.....	26
8.2.4 Výpočet čepu spojující táhlo 1 s převodovým trojúhelníkem.....	27
8.3 Výpočet stavěcího šroubu.....	27
8.4 Výpočet minimální výšky matice.....	28
9. Závěr.....	29
10. Seznam odborné literatury.....	30
11. Seznam příloh.....	31

## 1. Úvod

Předmětem mé bakalářské práce je návrh dvoučelistové brzdy pro pojezd jeřábu, která bude ovládaná elektrohydraulicky. Provedu určení velikosti brzdového kotouče a návrh pákového mechanismu, který musí splňovat podmínku převodu a dovolenou vůli mezi brzdovou čelistí a brzdovým kotoučem. Dle navrženého pákového mechanismu určím typ odbrzdovače. Navrženou brzdou zkontroluji na oteplení a vypočtu životnost obložení. Jako poslední zkontroluji otočné čepy, které jsou namáhány na střih od přitlačné síly a stavěcí šroub namáhány tahem od síly odbrzdovače.

## 2. Rozdělení a popis používaných brzd

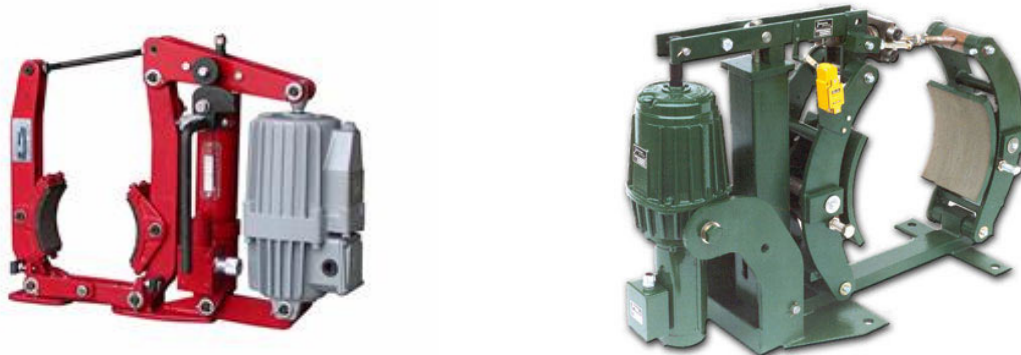
### 2.1 Rozdělení brzd

#### 2.1.1 Jednočelist'ové brzdy

Používají se nejvýše pro ruční pohon. Pro pohon motorem se nehodí, protože čelist vyvozuje jednostranný tlak na brzdový kotouč.

#### 2.1.2 Dvoučelist'ové brzdy.

Nejpoužívanější u jeřábu, konstrukce brzdy může být provedena s čelistmi napevno uloženými nebo v patách otočně uložené.



*Obr. 2.1 Dvoučelist'ové brzdy s otočně uloženými čelistmi*

Brzdové čelisti mohou být buď pevně spojeny s hlavními pákami nebo otočně uloženy na čepu. Pevné čelisti mívají jen brzdy pro lehký provoz . Používá se několik druhů obložení. Např. čelist obložená ferodem bývá otočně uložená na čepu hlavní páky a dělá se litinová nebo svařovaná z plechu. Pokud je ferodové obložení k čelisti přinýtováno, mohou být čelisti zakončeny bez přechodu. K přinýtování se používají: Trubkové nýty tlustostěnné ( ČSN 02 2381 ) nebo nýty s plochou hlavou (ČSN 02 2330). Materiál nýtu bývá měď, mosaz nebo hliník.

Při opotřebení obložení dochází ke zmenšování tloušťky obložení a následně může dojít k zadření nýtů do brzdového kotouče a jeho poškození. Z tohoto důvodu se používá připevnění obložení tzv. zamáčknutím na ostré záseky a pojištění páskem se dvěma šrouby. Dále je možno použít připevnění pomocí lepení.

Páky brzd mají být dostatečně tuhé, aby nepružily. Proto jejich namáhání ohybem nebývá nikdy velké.

Otvory pro čepy musí být dostatečně zesíleny, aby se nevytloukaly. Čepy musí být dostatečně dimenzovány z tvrdého materiálu a nejlépe povrchově kaleny.

Každá brzda musí být regulovatelná alespoň v jednom svém členu, aby se dalo vyrovnat opotřebení brzdového obložení. To se zajišťuje zpravidla horním táhlem, které se dá zkracovat nebo prodlužovat. Stejnoseměrné odlehnutí obou čelistí od kotouče se zajišťuje nastavitelnými šrouby.

Výměna obložení. Pro případ výměny a seřízení brzdy je potřeba zajistit snadnou přístupnost ke všem částem které se seřizují nebo vyměňují. Čelisti je dobré navrhovat tak, aby byly vyměnitelné bez rozebrání celé brzdy.

### 2.1.3 Kotoučové brzdy

V dnešní době jsou hodně používané. Jsou méně náročné na potřebný montážní prostor, mají větší účinnost, k brzdění dochází na bočních plochách brzdového kotouče

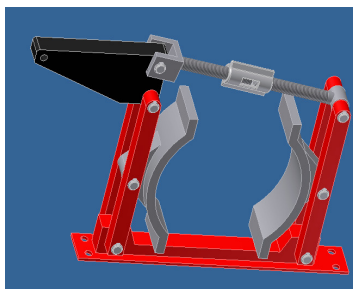


*Obr. 2.2 Kotoučový brzda ovládaná Eldrem*

## 2.2 Popis funkce dvoučelist'ové brzdy

V podstavci jsou uloženy hlavní páky s brzdovými čelistmi. K zajištění stejného odlehnutí slouží dvojramenná páka regulovatelná šroubem. Sílu vyvozuje elektrohydraulický odbrzd'ovač. Elektrohydraulický odbrzd'ovač nadzvedává páku, která pomocí táhla rozevře obě čelisti. Táhl je spojeno s čelistmi, takže je možnost brzdu seřizovat.

V příloze č. 4 je fotodokumentace brzdy mostového jeřábu s nosností 12,5 t.



*Obr. 2.3 3D model navržené dvoučelist'ové brzdy*

### 3. Určení velikosti brzdového kotouče

Velikost brzdového kotouče určím z literatury [1] z tabulky strana 332, podle zadaného výkonu motoru  $P=15 \text{ kW}$ , otáček motoru  $n=750 \text{ ot/min}$  a rychlosti  $v = 90 \text{ m/min}$

Volím:

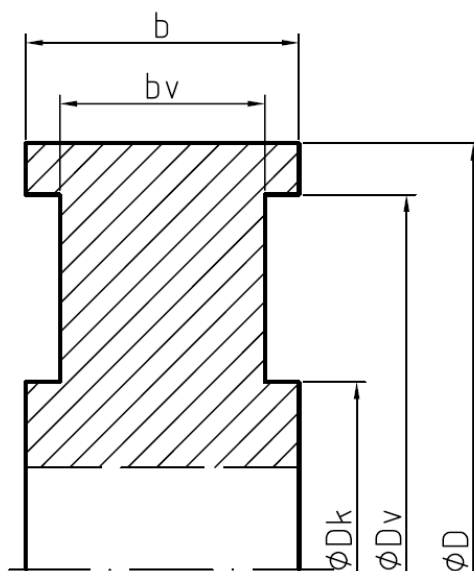
... průměr kotouče  $D=250 \text{ mm}$

... šířka kotouče  $b=80 \text{ mm}$

Brzdový kotouč		výkon pojižděcího motoru [kW] při otáčkách n 1 [ot/min] a při pojižděcí rychlosti v [m/s]								
Průměr D	Šířka b	n=570			n=750			n=960		
		90	120	180	90	120	180	90	120	180
250	80	13,2	9,5	6,6	14,7	11	7,3	16,2	12,5	8,1
320	100	14,7	17	11	24,2	19	12,5	27,2	21,3	14
400	125	36,7	29,4	20	41	33	22	47,8	38	25,7
500	160	59	47,7	33	66	53,5	37	77	62,5	43,3
630	200	95	81	59	110	92	66			
800	250	134	132	101	184	154	118			

Tab. 3.1 Výkony motoru odpovídající průměrům brzdových kotoučů pojižděcích brzd

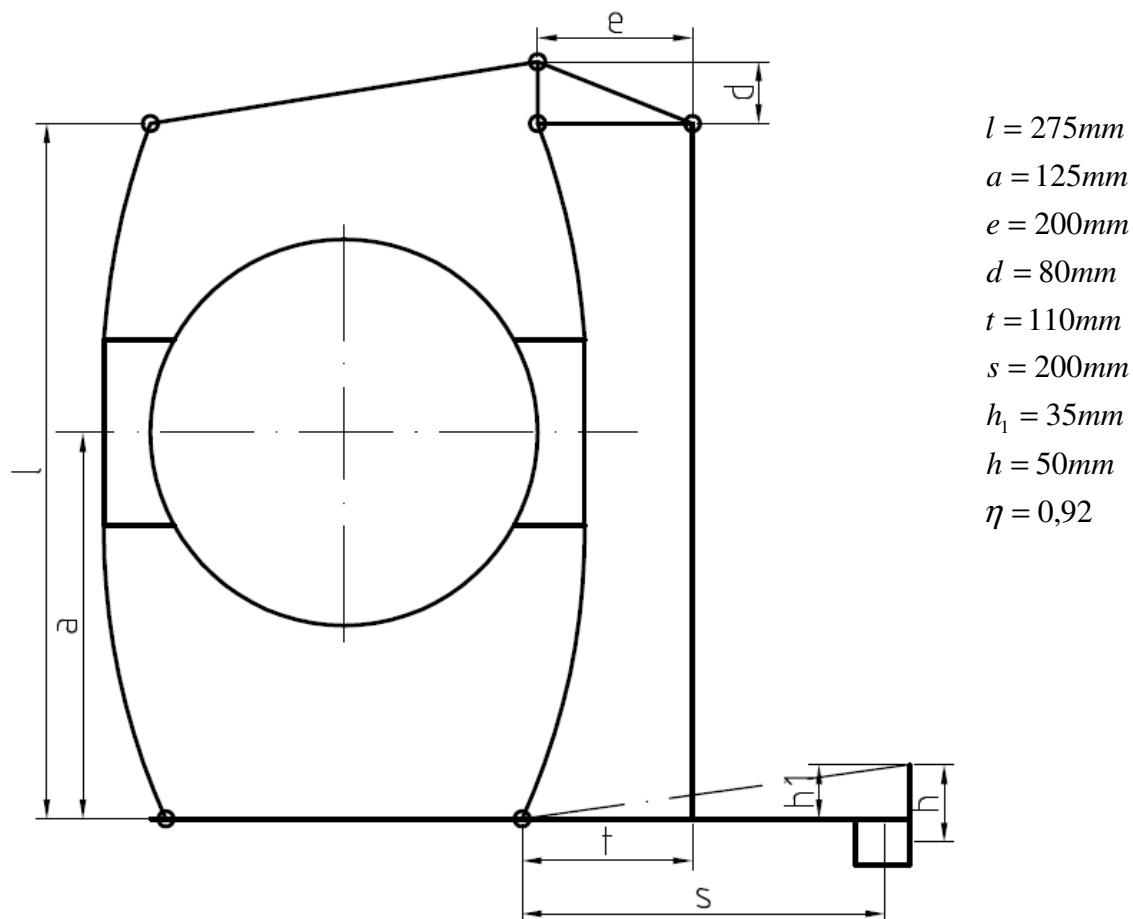
pro: (80-100 zabrzdění v hodině,  $\eta = 80\%$ )



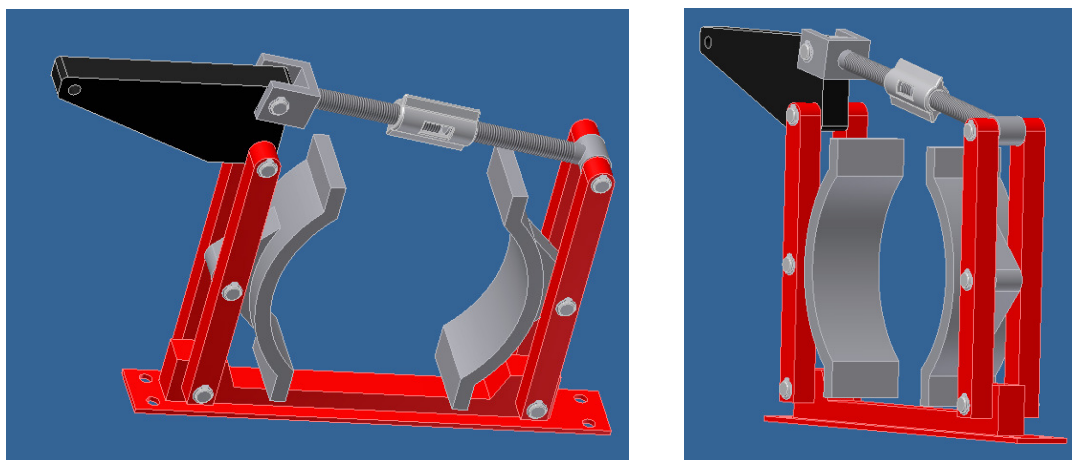
Obr. 3.1 Náčrt brzdového kotouče

#### 4. Návrh pákového mechanismu

Pro určení velikosti brzdového kotouče si navrhnu pákový mechanismus, který volím s ohledem na celkový převod  $\lambda$ , který nemá být příliš velký, aby při zdvihu  $h$  brzdového magnetu bylo odlehnutí  $v$  na obou stranách čelisti dostatečné, tj. pro mnou zvolený brzdový kotouč s průměrem  $D=250mm$  ( $1,5 - 2mm$ ).



Obr. 4.1 Návrh pákového mechanismu



Obr. 4.2 3D model navrženého pákového mechanismu brzdy

#### 4.1 Výpočet celkového převodu od elektrohydraulického odbrzdovače

Celkový převod vypočtu podle literatury [1] z navržených rozměrů, které jsou patrné z Obr. 4.1

$$\lambda = \frac{s}{t} \cdot \frac{e}{d} \cdot \frac{l}{a} = \frac{200}{110} \cdot \frac{200}{80} \cdot \frac{275}{125} = 10 \quad (4.1)$$

#### 4.2 Výpočet vůle mezi čelistmi a brzdovým kotoučem

Vůli mezi čelisti a brzdovým kotoučem vypočtu podle literatury [1], kde  $h_l$  je zdvih elektrohydraulického odbrzdovače od podstavy brzdy a  $\lambda$ , je celkový převod brzdy, který jsem vypočetl podle rovnice 4.1

$$v_1 = \frac{h_l}{2 \cdot \lambda} \cdot \eta = \frac{35}{2 \cdot 10} \cdot 0,92 = 1,61mm \quad (4.2)$$

$$v_1 \in (1,5 - 2) \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$



## 5. Výpočet potřebné síly a určení typu odbrzdovače

Brzdu pohání elektrohydraulický odbrzdovač, který musí být schopen vyvinout stejnou nebo větší sílu než je potřebná k ubrzdění daného zařízení.



Obr. 5.1 Elektrohydraulický odbrzdovač

Potřebnou sílu vypočtu z momentu, který musí brzda ubrzdít.

$$M_u = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot 12,5} = 190,98 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.1)$$

Následně podle literatury [1] se dá ubrzděný moment vypočíst také ze vztahu

$$M_u = D \cdot F \cdot \lambda \cdot f \cdot \eta \quad (5.2)$$

Z rovnice 5.2 si vyjádřím potřebnou brzdnu sílu, kterou musí být zvolený odbrzdovač schopen ubrzdít s celkovou účinností 80%

$$F = \frac{M_u}{D \cdot \lambda \cdot f \cdot \eta} = \frac{190980}{250 \cdot 5,5 \cdot 0,35 \cdot 0,8} = 496,05 \text{ N} \quad (5.3)$$

$$\text{Kde: } \lambda = \frac{e}{d} = \frac{200}{80} = 5,5 \text{ (podle Obr. 3.1)}$$

$$f, \dots = 0,35 \text{ (podle literatury [1])}$$

Z vypočtené síly ze vztahu (5.3) si pomocí podnikové normy VN 03 0113

(tab.1 Parametry a rozměry brzdy) zvolím elektrohydraulický odbrzdovač EP50/50 P50 s maximální brzdnu silou  $F = 500 \text{ N}$  a brzdým momentem  $M_u = 291,5 \text{ N} \cdot \text{m}$

## 6. Kontrola brzdy na oteplení

Brzdění se uskutečňuje třením čelistí o brzdový kotouč. Při tření vzniká teplo, které musí být schopen brzdový kotouč odvést jednak vyzařováním a jednak přestupem do okolního vzduchu.

### 6.1 Výpočet vyvozeného tepla

Teplo, které se při brzdění skutečně vyvine, si vypočtu z práce brzdy, která se podle [1] vypočte.

$$A_b = M_{u1} \cdot \omega \cdot t_b \cdot \frac{1}{2} \quad (6.1)$$

Kde : ubrzděný moment, který je brzda schopná vyvinout na kotouč, je

$$M_{u1} = F \cdot f \cdot D = 500 \cdot 0,35 \cdot 250 = 43750 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.2)$$

A úhlová rychlost

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 76,54 \text{ rad / s} \quad (6.3)$$

Dobu brzdění  $t_b$  volím po domluvě s vedoucím bakalářské práce 0,5 s

Po dosazení do rovnice (6.1) je práce brzdy

$$A_b = 43,75 \cdot 76,54 \cdot 0,5 \cdot \frac{1}{2} = 837,16 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Množství vyvozeného tepla při zadaných 80 brzděních za hodinu se podle [1] vypočte ze vztahu

$$W_c = \frac{A_b}{427} \cdot z = \frac{837,16}{427} \cdot 80 = 156,84 \text{ kcal / hod} \quad (6.4)$$

Z důvodu použití starší literatury je potřeba provést přepočet starých jednotek do dnes používaných jednotek soustavy SI.

Přepočet množství vyvozeného tepla na wattly =  $156,84 \cdot 1,163 = \underline{\underline{182,4 \text{ W}}}$

## 6.2 Výpočet odvedeného tepla

Odvedené teplo je teplo, které je brzdový kotouč schopen odvést pomocí ploch. Odvod tepla probíhá vyzařováním, přestupem do vzduchu za klidu a přestupem do vzduchu při pohybu.

### 6.2.1 Výpočet množství tepla odvedeného za hodinu vyzařováním

Množství tepla odvedeného za hodinu vyzařováním se podle literatury [1] vypočte dle vztahu

$$W_1 = (C_1 \cdot S_1 + C_2 \cdot S_2) \cdot \left[ \left( \frac{273 + t_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + t_2}{100} \right)^4 \right] \quad (6.5)$$

Kde:  $C_1$ ...volím 1,3 podle literatury [1]

$C_2$ ...volím 4,3 podle literatury [1]

$t_1$ ...pro ferodo =131°C

$t_2$ ...teplota okolí =35°C

#### Výpočet plochy $S_1$ :

Při úhlu dvou čelistí  $2 \cdot 70^\circ = 140^\circ$  bude nepokryta plocha brzdového kotouče

$$S_1 = D \cdot \pi \cdot b \cdot \frac{360 - 140}{360} = 0,25 \cdot \pi \cdot 0,08 \cdot \frac{360 - 140}{360} = 0,038 m^2 \quad (6.6)$$

Kde:  $D$ ...0,25m

$b$ ... 0,08m

#### Výpočet plochy $S_2$ :

$$S_2 = 2 \cdot D \cdot \frac{\pi}{4} = 2 \cdot 0,25 \cdot \frac{\pi}{4} = 0,393 m^2 \quad (6.7)$$

Nyní vypočtené hodnoty dosadím do rovnice (6.5) a vypočtu odvedené teplo vyzařováním.

$$W_1 = (1,3 \cdot 0,038 + 4,3 \cdot 0,393) \cdot \left[ \left( \frac{273 + 135}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + 35}{100} \right)^4 \right] = 325,4 \text{ kcal / hod}$$

Z důvodu použití starší literatury, je potřeba provést přepočet starých jednotek do dnes používané soustavy SI.

$$\text{Přepočet na watt} = 325,4 \cdot 1,163 = \underline{\underline{378,44 \text{ W}}}$$

### 6.2.2 Výpočet množství tepla odvedeného přestupem do vzduchu za klidu

Množství tepla odvedeného přestupem do vzduchu za klidu vypočtu podle literatury [1] dle vztahu

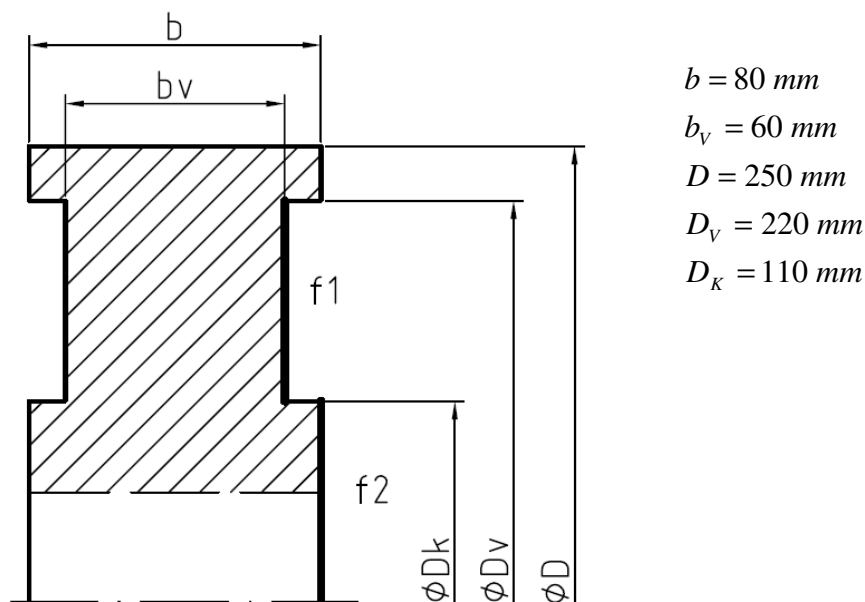
$$W_2 = \alpha_1 \cdot S_3 \cdot (t_1 - t_2) \cdot (1 - \varepsilon) \quad (6.8)$$

Kde:  $\alpha_1 \dots$  volím  $5 \text{ kcal} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}$  podle literatury [1]

$\varepsilon \dots 40\%$

#### Výpočet vnitřní plochy věnce:

$$\text{vnitřní plocha věnce} = D_v \cdot \pi \cdot b_v = 0,22 \cdot \pi \cdot 0,06 = 0,0415 \text{ m}^2 \quad (6.9)$$



Obr. 6.1 Rozměry brzdového kotouče

#### Výpočet plochy $S_3$ :

$$S_3 = S_1 + S_2 + \text{vnitřní plocha věnce} = 0,038 + 0,393 + 0,0415 = 0,472 \text{ m}^2 \quad (6.10)$$

Nyní dosadím do rovnice (6.8) a vypočtu teplo odvedené přestupem do vzduchu

$$W_2 = 5 \cdot 0,472 \cdot (135 - 35) \cdot (1 - 0,4) = 141,6 \text{ kcal} / \text{hod}$$

Provedu přepočet starých jednotek do dnes používaných jednotek soustavy SI.

$$\text{Přepočet na watty} = 141,6 \cdot 1,163 = \underline{\underline{164,68 \text{ W}}}$$

### 6.2.3 Výpočet množství tepla odvedeného přestupem do vzduchu při pohybu

Teplo, které se odvede přestupem do vzduchu při pohybu, vypočtu podle literatury [1] dle vztahu

$$W_3 = \varepsilon \cdot (t_1 - t_2) \cdot 6,14 \cdot \left[ S_4 \cdot \left( \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \right)^{0,78} + 2 \cdot f_1 \cdot v_I^{0,78} + 2 \cdot f_2 \cdot v_{II}^{0,78} \right] \quad (6.11)$$

#### Výpočet plochy $S_4$ :

$$S_4 = (D \cdot b + \text{vnitřní plocha věnců}) \cdot \pi = (0,25 \cdot 0,08 + 0,22 \cdot 0,06) \cdot \pi = 0,104 \text{ m}^2 \quad (6.12)$$

Kotouč rozdělím na dvě plochy podle obr. 6.1 a vypočtu jejich obsah a střední rychlost.

#### Výpočet plochy $f_1$ :

$$f_1 = \frac{\pi}{4} (D_V^2 - D_K^2) = \frac{\pi}{4} (0,22^2 - 0,11^2) = 0,0285 \text{ m}^2 \quad (6.13)$$

A její střední rychlost  $v_I$ :

$$v_I = \frac{\pi \cdot \left( \frac{D_V - D_K}{2} + D_K \right) \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot \left( \frac{0,22 - 0,11}{2} + 0,11 \right) \cdot 750}{60} = 6,48 \text{ m/s} \quad (6.14)$$

#### Výpočet plochy $f_2$ :

$$f_2 = \frac{\pi}{4} \cdot D_K^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,11^2 = 0,0095 \text{ m}^2 \quad (6.15)$$

A její střední rychlost  $v_{II}$ :

$$v_{II} = \frac{\pi \cdot \frac{D_K}{2} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot \frac{0,11}{2} \cdot 750}{60} = 2,16 \text{ m/s} \quad (6.16)$$

Po dosazení do rovnice (6.11) vypočtu množství tepla odvedeného přestupem do vzduchu.

$$W_3 = 0,4 \cdot (135 - 35) \cdot 6,14 \cdot \left[ 0,104 \cdot \left( \frac{\pi \cdot 0,25 \cdot 750}{60} \right)^{0,78} + 2 \cdot 0,0285 \cdot 6,48^{0,78} + 2 \cdot 0,0095 \cdot 2,16^{0,78} \right]$$

$$W_3 = 222,7 \text{ kcal/hod}$$

$$\text{přepočet na watt} = 222,7 \cdot 1,163 = 259 \text{ W}$$

#### 6.2.4 Výpočet celkového odvedeného tepla

Celkové odvedené teplo, které je kotouč schopen odvést, dostanu sečtením výsledků z rovnic (6.5, 6.8, 6.11).

$$W = W_1 + W_2 + W_3 = 378,44 + 164,68 + 259 = 802,12 \text{ W} \quad (6.17)$$

#### 6.3 Porovnání:

Odvedené množství tepla je větší než vyvozené množství tepla ( $802,12 \text{ W} > 318,5 \text{ W}$ ), takže teplota brzdového kotouče nedostoupí maximální povolené teplotě obložení  $135^\circ\text{C}$  a nedojde k jeho poškození.

## 7. Kontrola životnosti obložení

Životnost obložení se dá přibližně vyjádřit celkovým počtem zabrzdění z rovnice podle

$$\text{Niemanna } z = \frac{Q}{q \cdot A_s} . \quad (7.1)$$

### 7.1 Výpočet opotřebení třecích ploch

Opotřebení vypočtu z šířky obložení  $b_0 = 80\text{mm}$ , délky obložení  $l_0 = 120\text{mm}$  a tloušťky obložení  $s_0 = 8\text{mm}$ .

$$Q = 2 \cdot b_0 \cdot l_0 \cdot s_0 = 2 \cdot 8 \cdot 12 \cdot 0,8 = 153,6 \text{ cm}^3 \quad (7.2)$$

### 7.2 Maximální počet zabrzdění z

Pro tento výpočet musím přepočíst práci brzdy při každém zabrzdění  $A_b$  [kg.m] na práci  $A_s$  [k.h].

Jestliže  $1 [k \cdot h] = 75 \cdot 60 \cdot 60 = 270000 \text{ kg} \cdot \text{m}$  bude práce brzdy v hodinových koních.

$$A_s = \frac{A_b}{270000} = \frac{837,16}{270000} = 3,1006 \cdot 10^{-3} \text{ k} \cdot \text{h} \quad (7.3)$$

Po dosazení do rovnice (7.1) vypočtu maximální počet zabrzdění.

$$z_1 = \frac{Q}{q \cdot A_s} = \frac{153,6}{0,2 \cdot 3,1006 \cdot 10^{-3}} = 247693 \quad (7.4)$$

Kde  $q$  je měrné opotřebení pro Ferodo z [1]  $q = 0,2 \text{ cm}^3/\text{k.h}$ .

### 7.3 Životnost při zadaných 80 zabrzděních za hodinu

$$\frac{z_1}{80} = \frac{247693}{80} = 3096 \text{ hodin} \quad (7.5)$$

$$\text{t. j. při 8 hodinové směně celkem } \frac{3096}{8} = 387 \text{ dní} \quad (7.6)$$

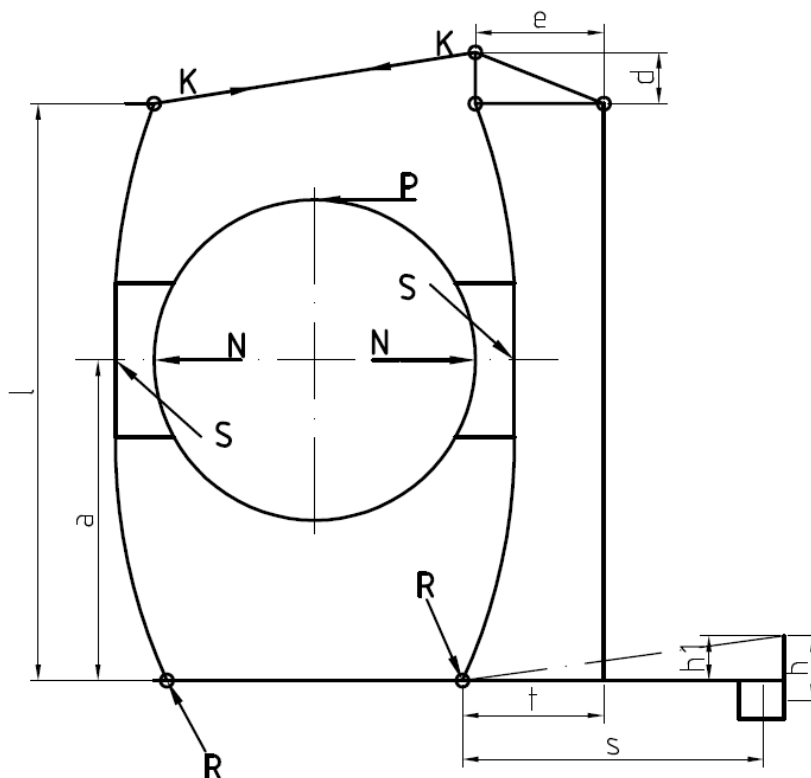
Při maximálním zatížení je obložení schopno pracovat 387 dní, jeho životnost je dostatečná.

## 8. Výpočet otočných čepů a stavěcího šroubu

Před samotnou kontrolou čepů a stavěcího šroubu si musím určit síly, které na tyto části působí.

### 8.1 Určení zatěžujících sil

Tyto síly určím graficky ze silového diagramu.



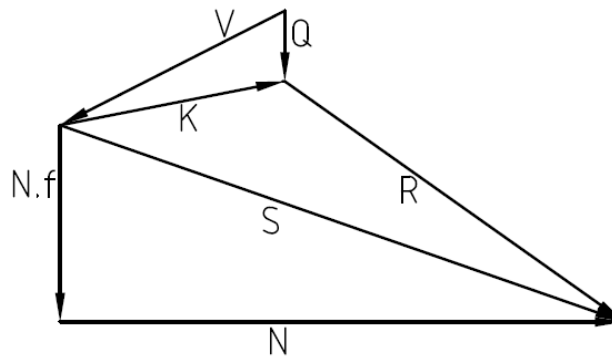
Obr. 8.1 Působení sil

#### Sestrojení silového obrazce

Uřím si libovolný bod. Od tohoto bodu sestrojím sílu  $N \cdot f$  a na ni kolmou sílu  $N$ . Při dokončení trojúhelníku je jeho přepona síla  $S$ , která působí na otočné čepy čelisti.

Z počátečního bodu vytvořím rovnoběžky s osou stavěcího šroubu a úhlopříčkou převodového trojúhelníku. Mezi tyto rovnoběžky vynesu maximální sílu odbrzdovače  $Q$  a dostanu další hledaný bod. Po spojení tohoto bodu s průsečíkem síly  $S$  a  $N$ , dostanu výslednou sílu působící v čepch podstavy  $R$ .





Obr. 8.2 Silový diagram

Brzdící sílu vypočtu z maximální síly odbrzdovače, převodu pákového mechanismu a účinnosti.

$$N = F \cdot \lambda \cdot \eta = 485 \cdot 10 \cdot 0,8 = 3880 \text{ N} \quad (8.1)$$

Sílu na obvodu brzdícího kotouče vypočtu dle [1] str. 332.

$$P = 2 \cdot N \cdot f = 2 \cdot 3880 \cdot 0,35 = 2716 \text{ N} \quad (8.2)$$

$$\text{Sílu pod brzdovou čelistí } N \cdot f = 3880 \cdot 0,35 = 1358 \text{ N} \quad (8.3)$$

Maximální síla odbrzdovače  $Q = 500 \text{ N}$

Síla působící na čepy čelistí  $S = 4111 \text{ N}$

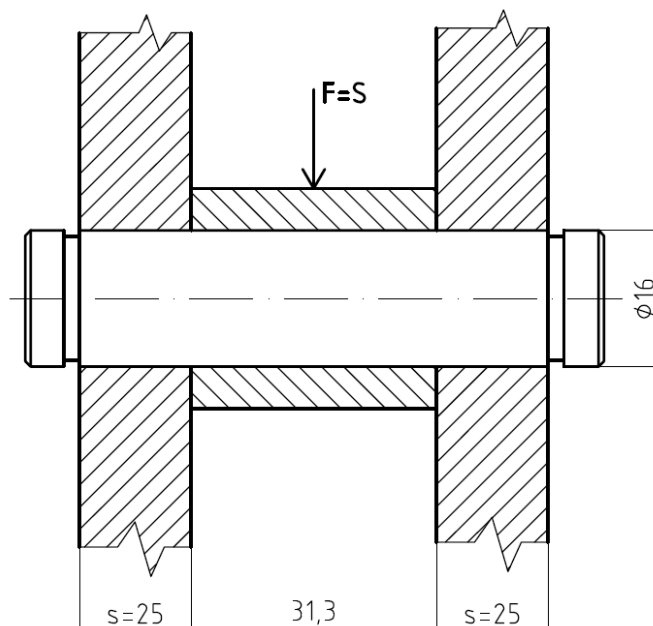
Síla působící na čepy podstavy  $R = 2864 \text{ N}$

Síla působící v ose stavěcího šroubu  $K = 1576 \text{ N}$

## 8.2 Výpočet čepů

Velikost čepů volím  $\phi 16$  mm z důvodu sjednocení a tyto čepy zkontroluji na stříh a na otlačení.

### 8.2.1 Výpočet otočného čepu čelisti



Obr. 8.3 Uložení čepu čelisti

Provedu kontrolu čepu na stříh. Na čep působí síla  $F=N=3880\text{N}$ .

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_{\text{č}}}{4}} = \frac{4111}{\frac{\pi \cdot 16^2}{4}} = 20,45 \text{ MPa} \quad (8.5)$$

Z [2] volím  $\tau_{\text{dov}} = 60 \text{ MPa}$  pro materiál 11 600  $\tau_{\text{dov}} \geq \tau_s \Rightarrow$  čep vyhovuje.

Kontrola čepu na otlačení

Čep je namáhán na otlačení ve dvou místech na délce  $s_2$ .

$$p = \frac{F}{2 \cdot s_2 \cdot d_{\text{č}}} = \frac{4111}{2 \cdot 25 \cdot 16} = 5,14 \text{ MPa} \quad (8.6)$$

Z [2] volím  $p_{\text{dov}} = 30 \text{ MPa}$  pro materiál 11 600  $p_{\text{dov}} \geq p \Rightarrow$  čep vyhovuje.

### 8.2.2 Výpočet čepu spojující bočnici s táhlem 1 a táhlem 2

U těchto čepů budou rozměry i materiál naprosto stejné jako u čepu čelisti, jen působící síla  $F=K=1576$  N.

Kontrola na střih

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_{\epsilon}}{4}} = \frac{1576}{\frac{\pi \cdot 16^2}{4}} = 7,84 \text{ MPa} \quad (8.7)$$

Z [2] volím  $\tau_{dov} = 60 \text{ MPa}$  pro materiál 11 600  $\tau_{dov} \geq \tau_s \Rightarrow$  čep vyhovuje.

Kontrola na otlačení

$$p = \frac{F}{2 \cdot s_2 \cdot d_{\epsilon}} = \frac{1576}{2 \cdot 25 \cdot 16} = 1,97 \text{ MPa} \quad (8.8)$$

Z [2] volím  $p_{dov} = 30 \text{ MPa}$  pro materiál 11 600  $p_{dov} \geq p \Rightarrow$  čep vyhovuje.

### 8.2.3 Výpočet čepu spojující bočnici s podstavou

U těchto čepů budou rozměry i materiál stejné jako v předchozím bodě, změní se pouze zatěžující síla  $F=R=2864$  N.

Kontrola na střih

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_{\epsilon}}{4}} = \frac{2864}{\frac{\pi \cdot 16^2}{4}} = 14,24 \text{ MPa} \quad (8.9)$$

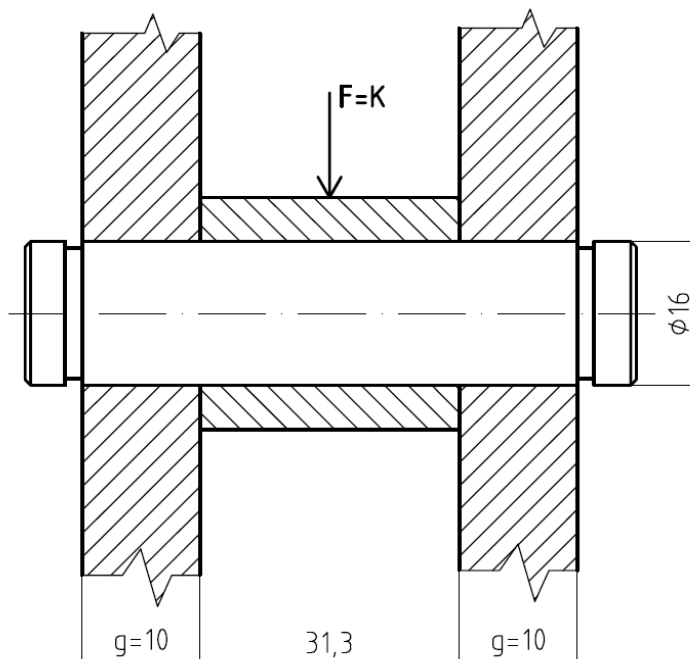
Z [2] volím  $\tau_{dov} = 60 \text{ MPa}$  pro materiál 11 600  $\tau_{dov} \geq \tau_s \Rightarrow$  čep vyhovuje.

Kontrola na otlačení

$$p = \frac{F}{2 \cdot s_2 \cdot d_{\epsilon}} = \frac{2864}{2 \cdot 25 \cdot 16} = 3,58 \text{ MPa} \quad (8.10)$$

Z [2] volím  $p_{dov} = 30 \text{ MPa}$  pro materiál 11 600  $p_{dov} \geq p \Rightarrow$  čep vyhovuje.

### 8.2.4 Výpočet čepu spojující táhlo 1 s převodovým trojúhelníkem



Obr. 8.4 Uložení čepu táhla

Kontrola na střih

Tuto kontrolu není nutno provádět, protože se změnila jenom délka čepu, která na tuto kontrolu nemá vliv. Smykové napětí bude proto stejné jako v rovnici (8.7).

Kontrola na otláčení

$$p = \frac{F}{2 \cdot g \cdot d_{\text{č}}} = \frac{1576}{2 \cdot 10 \cdot 16} = 4,93 \text{ MPa} \quad (8.11)$$

Z [2] volím  $p_{\text{dov}} = 30 \text{ MPa}$  pro materiál 11 600  $p_{\text{dov}} \geq p \Rightarrow$  čep vyhovuje.

### 8.3 Výpočet stavěcího šroubu

Ve šroubu působí síla  $K=1576 \text{ N}$  která namáhá šroub na tah. Materiál šroubu volím 11 600.0  $\rightarrow Re = 295 \text{ MPa}$  a bezpečnost volím  $ks=3$ .

$$\sigma_{\text{idov}} = \frac{Re}{ks} = \frac{295}{3} = 98,3 \text{ MPa}$$

Z rovnice  $\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \sigma_{\text{idov}}$  si vyjádřím minimální průměr jádra šroubu,  $d_3$ .

$$d_3 = \sqrt{\frac{F \cdot 4}{\sigma_{\text{idov}} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{1576 \cdot 4}{98,3 \cdot \pi}} = 4,52 \text{ mm} \quad (8.12)$$

Z konstrukčních důvodů a vzhledem k velikosti brzdy volím šroub se závitem M20x2,5.

#### 8.4 Výpočet minimální výšky matice

Vyjdou z podmínky pro dovolený tlak, ze které si vyjádřím počet závitů pro šroub M20x2,5, kde střední průměr závitu  $d_2=18,376$  mm, dovolený tlak pro materiál šroubu 11 600  $p_{DOV}=20$  MPa podle [2] a osová síla ve šroubu  $K=1576$  N.

(8.13)

$$\frac{F}{S} \leq p_{DOV} \Rightarrow \frac{K}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_2} \leq p_{DOV} \Rightarrow z_2 \geq \frac{K}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_{DOV}} = \frac{1576}{\pi \cdot 18,376 \cdot 1,353 \cdot 20} = 1,01 \text{ závitů}$$

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{20 - 17,294}{2} = 1,353 \text{ mm} \quad (8.14)$$

$$h_2 = z \cdot p = 1,01 \cdot 2,5 = 2,525 \text{ mm} \quad (8.15)$$

$\Rightarrow$  Volím výšku matice 25 mm

## 9. Závěr

V této bakalářské práci jsem provedl průzkum trhu, kde jsem rozdělil používané brzdy u pojezdu jeřábu a popsal jejich funkci. Dále jsem navrhl vlastní řešení dvoučelistové brzdy, která bude ovládaná elektrohydraulicky. Provedl jsem všechny potřebné kontroly pro zaručení správné funkce brzdy.

Po dokončení všech potřebných výpočtů jsem vypracoval výkresovou dokumentaci. Podle zadání jsem vypracoval sestavný výkres dvoučelistové brzdy viz. Příloha.

Brzda SB3KSS04-S01 se seznamem položek SB3KSS04-K01 a jeden výrobní výkres viz. Příloha Čelist SB3KSS04-K01. V seznamu položek jsou uvedeny také čísla výkresů ostatních vyráběných dílů, aby bylo jasné, že tyto díly potřebují samostatnou výkresovou dokumentaci, i když jejich výkresy nejsou součástí bakalářské práce.

## 10. Seznam odborné literatury

- [1] REMTA, František., KUPKA, Ladislav. *Jeřáby 1. díl* . Praha: SNTL. 1956  
620 s. DT 621,87
- [2] LEINVEBER, Jan., VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vydání. Úvaly: ALBRA, 2003. 866 s. ISBN 80-86490-74-2
- [3] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava. 2007. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [4] Podniková norma VN 03 0113 Rozměry a parametry brzd
- [5] Fotodokumentace (elektronická)
- [6] Internetové stránky prodejců brzd: [www.binder.co.za](http://www.binder.co.za)  
[www.jbrakes.com](http://www.jbrakes.com)  
[www.hindon.com](http://www.hindon.com)

## **11. Seznam příloh**

Příloha č. 1 SB3KSS04-S01 Brzda

Příloha č. 2 SB3KSS04-K01 Seznam položek

Příloha č. 3 SB3KSS04-D01 Čelist

Příloha č. 4 Fotodokumentace mostového jeřábu